

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 03-181659

(43)Date of publication of application : 07.08.1991

(51)Int.Cl.

F16H 61/00  
F16H 9/00  
F16H 61/28  
// F16H 59:68

(21)Application number : 01-319138

(71)Applicant : FUJI HEAVY IND LTD

(22)Date of filing : 09.12.1989

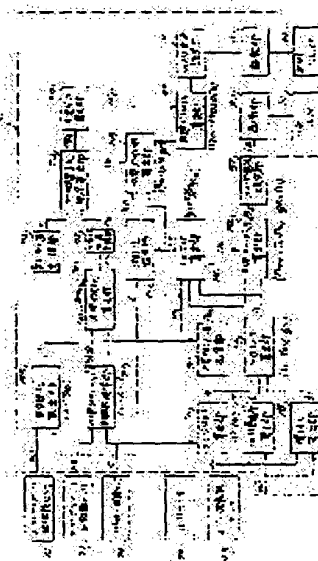
(72)Inventor : SATO YOSHIJI  
UDAGAWA TOKUJI  
ISHIDA MASAFUMI  
YAMAMOTO MITSUO  
IDE TORU

## (54) CONTROLLER FOR CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

### (57)Abstract:

**PURPOSE:** To improve the responsiveness of a controller by obtaining primary pressure required for maintaining fixed transmission for fixed input torque to secondary pressure, and adding or subtracting pressure necessary for an oil pressure ratio and a flow rate control system into or from the above primary pressure to determine target primary pressure.

**CONSTITUTION:** A computing section 88 computes necessary primary pressure corresponding to an input torque ratio  $KT$  in the normal case and a speed change ratio  $(i)$  to secondary pressure established by a setting section 80, and a primary control valve is controlled on the primary pressure computed by the computing section 88 through a target primary pressure computing section 95, a solenoid current setting section 96 and proportional solenoid 61 to maintain each speed change ratio on the above oil pressure ratio. On the other hand, at transient time, a speed change pressure computing section 94 for a flow rate control system computes pressure  $\Delta P_p$  required for producing speed change speed  $de/dt$ , and the computing section 95 adds or subtracts the pressure  $\Delta P_p$  into or from a pressure ratio control system to increase or decrease the target primary pressure, and the primary control valve increases the primary pressure for upshifting and decreases it for downshifting. Thus feed forward controllability can be improved.



⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A) 平3-181659

⑤ Int. Cl.<sup>5</sup>

F 16 H 61/00  
9/00  
61/28

識別記号

庁内整理番号

8814-3 J

9031-3 J ※

④ 公開 平成3年(1991)8月7日

審査請求 未請求 請求項の数 4 (全10頁)

⑥ 発明の名称 無段変速機の制御装置

⑪ 特 願 平1-319138

⑫ 出 願 平1(1989)12月9日

⑬ 発 明 者 佐 藤 佳 司 東京都新宿区西新宿1丁目7番2号 富士重工業株式会社  
内

⑭ 発 明 者 宇 田 川 篤 司 東京都新宿区西新宿1丁目7番2号 富士重工業株式会社  
内

⑮ 発 明 者 石 田 雅 文 東京都新宿区西新宿1丁目7番2号 富士重工業株式会社  
内

⑯ 発 明 者 山 本 光 夫 東京都新宿区西新宿1丁目7番2号 富士重工業株式会社  
内

⑰ 出 願 人 富士重工業株式会社 東京都新宿区西新宿1丁目7番2号

⑱ 代 理 人 弁理士 小橋 信 淳 外1名

最終頁に続く

明 細 書

1. 発明の名称 無段変速機の制御装置

2. 特許請求の範囲

(1) ポンプ吐出圧をセカンダリ制御弁により調圧してセカンダリシリンダのセカンダリ圧を制御し、セカンダリ圧をプライマリ制御弁で減圧してプライマリシリンダのプライマリ圧を制御して変速する制御系において、

上記プライマリ制御弁の電磁制御系に、油圧比制御系と流量制御系とを有し、

上記油圧比制御系は、所定の入力トルクに対し所定の変速比を保つのに必要なプライマリ圧をセカンダリ圧に対して求め、上記流量制御系は、所定の変速速度を達成するのに必要な圧力を求め、

上記油圧比制御系および流量制御系の必要な圧力を加減算して目標プライマリ圧を定め、この目標プライマリ圧に応じた電気信号をプライマリ制御弁に出力することを特徴とする無段変速機の制御装置。

(2) 油圧比制御系は、セカンダリ圧、各変速比毎

の単位トルク伝達に必要な圧力、入力トルクによりトルク比を算出し、

上記トルク比と変速比とによりプライマリ圧とセカンダリ圧の油圧比を定め、

上記油圧比とセカンダリ圧とにより必要プライマリ圧を求めることを特徴とする請求項(1)記載の無段変速機の制御装置。

(3) 流量制御系は、変速比等の目標値と実際値との偏差等で変速速度を算出し、

上記変速速度に応じた流量で変速に必要な圧力を定めることを特徴とする請求項(1)記載の無段変速機の制御装置。

(4) セカンダリ制御弁とプライマリ制御弁の一方または両方が比例ソレノイド式であり、

目標セカンダリ圧または目標プライマリ圧に応じてソレノイド電流を比例式に定めて出力することを特徴とする請求項(1)記載の無段変速機の制御装置。

3. 発明の詳細な説明

[産業上の利用分野]

本発明は、車両用のベルト式無段変速機において電子的にプライマリ圧制御およびセカンダリ圧制御する制御装置に関し、詳しくは、比例式のセカンダリ制御弁およびプライマリ制御弁を用いた電子制御系に関する。

〔従来の技術〕

この種の無段変速機は、入力側のプライマリプーリーにプライマリ圧をかけ、出力側のセカンダリプーリーにセカンダリ圧をかけて、両プーリーに巻付けられたベルトに押付力を付与する。そしてセカンダリ圧は、伝達トルクに対しベルトスリップが生じない押付力を与えるように制御され、プライマリ圧はベルトをプライマリプーリーまたはセカンダリプーリーの方に移行して、所定の変速比を得ることが可能な押付力に制御される。

ここで、一般に上記セカンダリ圧およびプライマリ圧の各制御弁、制御系は電子化される傾向にある。そしてプーリーおよびベルトの部分の伝達トルクを正確に求め、セカンダリ圧を伝達トルクに応じ必要最小限に最適制御する。またプライマリ

圧に関しては、運転および走行条件により最適な変速状態を定め、応答良く変速制御することを目指している。

そこで従来、上記無段変速機の電子制御に関しては、例えば特開昭63-303258号公報の先行技術がある。ここで、特に変速制御については、制御の基本概念に流量制御を導入する。即ち、プライマリシリンダのプライマリ圧を定める油量は変速比の関数で設定でき、油量を時間微分した流量は変速速度と変速比との関数になることから、各条件に応じた目標変速比と実変速比との偏差等により変速速度を算出する。また、制御弁での流量は開口面積、圧力差等により算出され、操作量を所定のデューティ比で定めると、デューティ比は変速速度と変速比との関数になり、これに基づいてデューティ比を定める。そしてデューティ信号をソレノイド弁に出力して、パルス状の制御圧が生じ、この制御圧を制御弁に作用して流量制御することで変速制御することが示されている。

〔発明が解決しようとする課題〕

ところで、上記先行技術のものにあっては、制御弁の流量制御により目標変速比に対し実変速比を追従することを重視した制御方法であり、時々刻々の変速制御性に優れている。しかるに、追従性重視のために、操作量の大きさによっては収束性に欠けてハンティングが生じ、過渡時の応答性に限界がある。また、本来変速比はセカンダリ圧とプライマリ圧との2つの油圧により決定されるが、この関係が制御に取り入れられていないため、特に定常時に基準とするパラメータが無くて、フィードフォワード制御する場合に難しい。更に、ホイールロック等の異常時には変速比検出等が不能になって、最適な変速比に制御できない等の問題がある。

本発明は、かかる点に鑑みてなされたもので、その目的とするところは、セカンダリ圧とプライマリ圧との油圧比制御も採用して、変速制御性を容易かつ向上し、異常時にも容易に対処することが可能な無段変速機の制御装置を提供するにある。

〔課題を解決するための手段〕

上記目的を達成するため、本発明の無段変速機の制御装置は、ポンプ吐出圧をセカンダリ制御弁により調圧してセカンダリシリンダのセカンダリ圧を制御し、セカンダリ圧をプライマリ制御弁で減圧してプライマリシリンダのプライマリ圧を制御して変速する制御系において、上記プライマリ制御弁の電磁制御系に、油圧比制御系と流量制御系とを有し、上記油圧比制御系は、所定の入力トルクに対し所定の変速比を保つのに必要なプライマリ圧をセカンダリ圧に対して求め、上記流量制御系は、所定の変速速度を達成するのに必要な圧力を求め、上記油圧比制御系および流量制御系の必要な圧力を加減算して目標プライマリ圧を定め、この目標プライマリ圧に応じた電気信号をプライマリ制御弁に出力するものである。

〔作 用〕

上記構成に基づき、電子制御系の油圧比制御系では、定常時の入力トルク、変速比に応じた必要プライマリ圧がセカンダリ圧に対し算出され、これに応じた目標プライマリ圧の電気信号がプライ

マリ制御弁に入力してプライマリ圧を制御するようになり、こうして定常時には、油圧比で各変速比を保つように制御される。また過渡時には、流量制御系で変速速度を達成するのに必要な圧力が算出され、これが油圧比制御系に加減算されて目標プライマリ圧を増減することで、プライマリ制御弁によりプライマリ圧を増してアップシフトし、減じてダウンシフトするように変速制御されるようになる。

#### (実施例)

以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

第1図において、ロックアップトルコン付無段変速機の駆動系の概略について述べる。符号1はエンジンであり、クランク軸2がトルクコンバータ装置3、前後進切換装置4、無段変速機5およびディファレンシャル装置6に順次伝動構成される。

トルクコンバータ装置3は、クランク軸2がドライブプレート10を介してコンバータカバー11お

よびトルクコンバータ12のポンプインペラ12aに連結する。トルクコンバータ12のタービンランナ12bはタービン軸13に連結し、ステータ12cはワンウェイクラッチ14により案内されている。タービンランナ12bと一体的なロックアップクラッチ15は、ドライブプレート10に係合または解放可能に設置され、エンジン動力をトルクコンバータ12またはロックアップクラッチ15を介して伝達する。

前後進切換装置4は、ダブルベニオン式ブラネタリギヤ16を有し、サンギヤ16aにタービン軸13が入力し、キャリア16bからプライマリ軸20へ出力する。そしてサンギヤ16aとリングギヤ16cとの間にフォワードクラッチ17を、リングギヤ16cとケースとの間にリバースブレーキ18を有し、フォワードクラッチ17の係合でブラネタリギヤ16を一体化してタービン軸13とプライマリ軸20とを直結する。また、リバースブレーキ18の係合でプライマリ軸20に逆転した動力を出力し、フォワードクラッチ17とリバースブレーキ18の解放でブラネタリギヤ16をフリーにする。

無段変速機5は、プライマリ軸20に油圧シリンダ21を有するプーリ間隔可変式のプライマリプーリ22が、セカンダリ軸23にも同様に油圧シリンダ24を有するセカンダリプーリ25が設けられ、プライマリプーリ22とセカンダリプーリ25との間に駆動ベルト26が巻付けられる。ここで、プライマリシリンダ21の方が受圧面積が大きく設定され、そのプライマリ圧により駆動ベルト26のプライマリプーリ22、セカンダリプーリ25に対する巻付け径の比率を変えて無段変速するようになっている。

ディファレンシャル装置6は、セカンダリ軸23に一對のリダクションギヤ27を介して出力軸28が連結し、この出力軸28のドライブギヤ29がファイナルギヤ30に噛合う。そしてファイナルギヤ30の差動装置31が、車軸32を介して左右の車輪33に連結している。

一方、無段変速機制御用の油圧源を得るため、トルクコンバータ12に隣接してメインオイルポンプ34が配設され、このメインオイルポンプ34がポンプドライブ軸35によりコンバータカバー11に連

結して、常にエンジン動力によりポンプが駆動されて油圧が生じるようになっている。ここで無段変速機4では、油圧が高低の広範囲に制御されることから、オイルポンプ34は例えばローラベーン式で吸入、吐出ポートを複数組有して可変容量型に構成されている。

次いで、油圧制御系として無段変速機制御系について述べる。

先ず、オイルパン40と連通するオイルポンプ34からの油路41がセカンダリ制御弁50に連通して所定のセカンダリ圧 $P_s$ が生じており、このセカンダリ圧 $P_s$ が油路42によりセカンダリシリンダ24に常に供給される。セカンダリ圧 $P_s$ は油路43を介してプライマリ制御弁80に導かれ、油路44によりプライマリシリンダ21に給排油してプライマリ圧 $P_p$ が生じるように構成される。

セカンダリ制御弁50は、比例電磁リリーフ弁式であり、比例ソレノイド51に制御ユニット70によりソレノイド電流 $I_s$ が供給される。すると、ソレノイド電流 $I_s$ により電磁力、セカンダリ圧

$P_s$  の油圧反力およびスプリング力をスプール上に対向して作用し、これらがバランスするように調圧する。即ち、ソレノイド電流  $I_s$  により設定圧を可変にし、ソレノイド電流  $I_s$  に対し1対1の比例関係でセカンダリ圧  $P_s$  を制御するものである。

プライマリ制御弁60は、比例電磁減圧弁式であり、セカンダリ制御弁50と同様に比例ソレノイド61に制御ユニット70によりソレノイド電流  $I_p$  が供給される。すると、ソレノイド電流  $I_p$  による電磁力、プライマリ圧  $P_p$  の油圧反力およびスプリング力をスプール上に対向して作用し、ソレノイド電流  $I_p$  により設定圧を可変にして、ソレノイド電流  $I_p$  に対し1対1の比例関係でプライマリ圧  $P_p$  を制御するものである。

なお、オイルポンプ34は可変容量型であり、セカンダリ制御弁50のドレン側の油路45には常に比較的高い潤滑圧が生じる。そこでこの潤滑圧が、トルクコンバータ12、前後進切換装置4、ベルト24の潤滑部等に供給されるように回路構成されて

いる。

第2図において、電子制御系について述べる。

先ず、入力信号センサとしてプライマリプーリ回転数センサ71、セカンダリプーリ回転数センサ72、エンジン回転数センサ73、スロットル開度センサ74およびセカンダリ圧  $P_s$  を検出する圧力センサ75を有する。

セカンダリ圧制御系について述べると、スロットル開度センサ74のスロットル開度  $\theta$ 、エンジン回転数センサ73のエンジン回転数  $N_e$  が入力するエンジントルク算出部76を有し、 $\theta - N_e$  のトルク特性によりエンジントルク  $T_e$  を推定する。また、トルクコンバータ入、出力側のエンジン回転数  $N_e$ 、プライマリプーリ回転数  $N_p$  はトルク増幅率算出部77に入力し、速度比  $n$  ( $N_p/N_e$ ) に応じたトルク増幅率  $t$  を定める。更に、エンジン回転数  $N_e$ 、プライマリプーリ回転数  $N_p$  はプライマリ系慣性力算出部78に入力し、エンジン  $I$  およびプライマリプーリ22の質量、加速度により慣性力  $g_I$  を算出する。これらのエンジントルク  $T_e$ 、

トルク増幅率  $t$ 、慣性力  $g_I$  は入力トルク算出部79に入力し、C V T入力トルク  $T_I$  を以下のように算出する。

$$T_I = T_e \cdot t - g_I$$

一方、実変速比  $I$  が入力する必要セカンダリ圧設定部80を有する。ここで、各実変速比  $I$  毎に単位トルク伝達に必要なスリップ限界のセカンダリ圧  $P_{su}$  が第3図(a)のように設定されており、このマップにより実変速比  $I$  に応じた必要セカンダリ圧  $P_{su}$  を定める。そして上記入力トルク  $T_I$ 、必要セカンダリ圧  $P_{su}$  は目標セカンダリ圧算出部81に入力し、これら入力トルク  $T_I$ 、必要セカンダリ圧  $P_{su}$  とセカンダリプーリ回転数  $N_s$  とにより、セカンダリシリンダ24の部分の遠心油圧  $g_s$  を考慮して目標セカンダリ圧  $P_{ss}$  を、以下のように算出する。

$$P_{ss} = T_I \cdot P_{su} - g_s + P_m$$

ここで  $P_m$  は、実変速比  $I$  の関数として  $P_m = f(I)$  で表わされる補正項で、マージンと呼ばれるものである。

目標セカンダリ圧  $P_{ss}$  は更にソレノイド電流設定部82に入力し、目標セカンダリ圧  $P_{ss}$  に応じたソレノイド電流  $I_s$  を定めるのである。この場合に、セカンダリ制御弁50が既に述べたようにソレノイド電流  $I_s$  に対し比例関係でセカンダリ圧を制御する特性であるから、これに応じた第3図(b)のマップにより目標セカンダリ圧  $P_{ss}$  に対するソレノイド電流  $I_s$  を比例的に求める。そしてこのソレノイド電流  $I_s$  が、駆動部83を介してセカンダリ制御弁50の比例ソレノイド51に供給されるのであり、こうしてソレノイド電流  $I_s$  により、直接セカンダリ圧  $P_s$  を目標セカンダリ圧  $P_{ss}$  に追従して制御するようになっている。

続いて、プライマリ圧制御系について述べる。

先ず、制御の基本概念について述べると、定常時の実変速比  $I$  はセカンダリ圧  $P_s$  とプライマリ圧  $P_p$  との油圧比で決まるため、油圧比  $K_p$  ( $P_p/P_s$ ) は実変速比  $I$  の関数として表わされ、

$$K_p = f(I)$$

になる。

一方、プーリとベルトの部分においては、入力トルク  $T_I$  が例えば大きくなるとダウンシフト方向に移行することになり、入力トルク  $T_I$  が実変速比  $i$  に影響することがわかる。そこで、この入力トルク  $T_I$  と実変速比  $i$  との関係に対し、今のセカンダリ圧  $P_s$  で伝達できる最大トルク ( $P_s/P_{su}$ ) と、今の伝達トルクの入力トルク  $T_I$  のトルク比  $K_T$  とを

$$K_T = T_I / (P_s / P_{su})$$

により設定する。すると、今のトルク伝達状態、即ち油圧比  $K_p$  の関係での実変速比  $i$  が定まり、これにより油圧比  $K_p$  は、実変速比  $i$  とトルク比  $K_T$  との関係として

$$K_p = i(1, K_T)$$

が成立する。こうして実変速比  $i$  とトルク比  $K_T$  とにより油圧比  $K_p$  は、第3図(c)のように、セカンダリ圧  $P_s$  とは無関係に相似形の特性で得られることになり、この油圧比  $K_p$  とセカンダリ圧  $P_s$  とにより必要プライマリ圧  $P_{PD}$  が算出される。これにより、定常時の今の入力トルク  $T_I$  に対し、

プーリ回転数センサ71のプライマリプーリ回転数  $N_p$  とセカンダリプーリ回転数センサ72のセカンダリプーリ回転数  $N_s$  が入力する実変速比算出部85を有し、実変速比  $i$  を  $i = N_p / N_s$  により算出する。一方、入力トルク  $T_I$ 、必要セカンダリ圧  $P_{su}$  および圧力センサ75のセカンダリ圧  $P_s$  が入力するトルク比算出部88を有し、トルク比  $K_T$  を算出するのであり、このトルク比  $K_T$ 、実変速比  $i$  は油圧比設定部87に入力して、第3図(c)のマップにより油圧比  $K_p$  を、トルク比  $K_T$ 、実変速比  $i$  の関係により定める。油圧比  $K_p$ 、セカンダリ圧  $P_s$  は必要プライマリ圧算出部88に入力し、更にプライマリプーリ回転数  $N_p$  によるプライマリシリンダ21の部分の遠心油圧  $g_p$  を考慮して、必要プライマリ圧  $P_{PD}$  を以下のように算出する。

$$P_{PD} = K_p \cdot P_s - g_p$$

次いで、流量制御系について述べると、実変速比  $i$ 、スロットル開度  $\theta$  が入力する目標プライマリプーリ回転数検索部89を有し、 $i - \theta$  の関係で目標プライマリプーリ回転数  $N_{PD}$  を定める。目標

今の実変速比  $i$  を保つのに必要なプライマリ圧  $P_{PD}$  を、セカンダリ圧  $P_s$  に対して求めることができる。

次いで、過渡時の変速制御は、所望の変速速度に応じて流量制御すれば良い、そこで、各運転および走行条件に応じた目標変速比  $i_s$  と実変速比  $i$  との偏差等により変速速度、またはプーリ位置で設定した場合はプーリ位置変化速度  $de/dt$  を算出する。ここでプーリ位置変化速度  $de/dt$  は、プライマリシリンダ21の体積変化、即ち流量であるから、バルブ流量の式を用いて開口面積、即ちバルブ変位を求め、これに応じプーリ位置変化速度  $de/dt$  を達成するのに必要な圧力  $\Delta P_p$  に換算する。そして上述の油圧比制御で求めた必要プライマリ圧  $P_{PD}$  に、圧力  $\Delta P_p$  をアップシフトとダウンシフトに応じ加減算することで、目標プライマリ圧  $P_{ps}$  が求まることになる。

そこで、かかる制御に基づき、油圧比制御系と流量制御系とを有している。

油圧比制御系について述べると、プライマリプーリ

プライマリプーリ回転数  $N_{PD}$ 、セカンダリプーリ回転数  $N_s$  は目標変速比算出部90に入力し、目標変速比  $i_s$  を  $i_s = N_{PD} / N_s$  により算出するのであり、こうして変速パターンをベースとして各運転および走行条件に応じた目標変速比  $i_s$  が求められる。

ここで、プライマリシリンダ21の油量  $V$  は実プーリ位置  $e$  に比例し、油量  $V$  を時間微分した流量  $Q$  はプーリ位置変化速度  $de/dt$  と1対1で対応する。従って、プーリ位置変化速度  $de/dt$  により流量  $Q$  がそのまま算出されて好ましいことから、実変速比  $i$ 、目標変速比  $i_s$  は実プーリ位置変換部91、目標プーリ位置変換部92により実プーリ位置  $e$ 、目標プーリ位置  $e_s$  に変換する。これら実プーリ位置  $e$ 、目標プーリ位置  $e_s$  はプーリ位置変化速度算出部93に入力し、プーリ位置変化速度  $de/dt$  を、以下のように実プーリ位置  $e$  と目標プーリ位置  $e_s$  との偏差等により算出する。

$$de/dt = K_1 \cdot (e_s - e) \cdot K_2 \cdot des/dt$$

( $K_1$ ,  $K_2$ : 定数、 $des/dt$ : 位相進み要素)

そしてブリー位置変化速度 $de/dt$ は変速圧力算出部94に入力し、ブリー位置変化速度 $de/dt$ による流量に基づき変速に必要な圧力 $\Delta P_p$ を求める。

こうして油圧比制御系の必要プライマリ圧 $P_{PD}$ と、流量制御系の変速用圧力 $\Delta P_p$ とは目標プライマリ圧算出部95に入力して、目標プライマリ圧 $P_{ps}$ を、アップシフト時には $P_{ps} = P_{PD} + \Delta P_p$ により、ダウンシフト時は $P_{ps} = P_{PD} - \Delta P_p$ により算出する。目標プライマリ圧 $P_{ps}$ は更にソレノイド電流設定部96に入力して、目標プライマリ圧 $P_{ps}$ に応じたソレノイド電流 $I_p$ を定める。この場合に、プライマリ制御弁80が既に述べたようにソレノイド電流 $I_p$ に対し比例関係でプライマリ圧を制御する特性であるから、これに応じた第3図(b)のマップで目標プライマリ圧 $P_{ps}$ に対するソレノイド電流 $I_p$ を求める。そしてこのソレノイド電流 $I_p$ が、駆動部97を介してプライマリ制御弁80の比例ソレノイド81に供給され、フィードフォワードで変速制御するようになっている。

次いで、かかる構成の無段変速機の制御装置の

シフトすると、前後進切換装置4のフォワードクラッチ17が給油により係合して前進位置になる。このため、エンジン1の動力がトルクコンバータ12、前後進切換装置4を介して無段変速機5のプライマリ軸20に入力し、プライマリブリー22、セカンダリブリー25とベルト28とにより最大変速比の動力がセカンダリ軸23に出力し、これがディファレンシャル装置6を介して車輪33に伝達して発進可能になる。

セカンダリ圧制御系では、常にエンジントルク $T_e$ が推定され、トルク増幅率 $t$ 、プライマリ系の慣性力 $g_l$ が算出されている。そこで、アクセル踏み込みの発進時には、エンジントルク $T_e$ 、トルク増幅率 $t$ により入力トルク $T_l$ が大きくなり、更に必要セカンダリ圧 $P_{su}$ も増大することで、目標セカンダリ圧 $P_{ss}$ が大きい値になる。そして目標セカンダリ圧 $P_{ss}$ に応じた低いソレノイド電流 $I_s$ が、セカンダリ制御弁50の比例ソレノイド51に流れ、設定圧を高く定めるのであり、こうしてセカンダリ圧 $P_s$ はドレン量を減じて高く制御さ

作用について述べる。

まず、エンジン1の運転により、トルクコンバータ12のコンバータカバー11、リヤドライブ軸35によってオイルポンプ34が駆動して油圧が生じ、この油圧がセカンダリ制御弁50に導かれる。そこで停車時には、プライマリ制御系の目標変速比 $i_s$ 、実変速比 $i$ が無段変速機5の機構上の最大変速比として例えば2.5より大きい値に設定される。このため、油圧制御系の実変速比 $i$ 、トルク比 $K_T$ 、油圧比 $K_p$ 、セカンダリ圧 $P_s$ による目標プライマリ圧 $P_{ps}$ がプライマリ制御弁80の比例ソレノイド81に流れて排油側に動作することで、プライマリ圧 $P_p$ は最低レベルになる。このため、セカンダリ制御弁50によるセカンダリ圧 $P_s$ のすべりはセカンダリシリンダ24にのみ供給され、無段変速機5はベルト28が最もセカンダリブリー25の方に移行した最大変速比の低速段になる。

このとき、図示しない油圧制御系によりロックアップクラッチ15を解放してトルクコンバータ12に給油される。そこで、例えばドライブレンジに

入ると、エンジン1の動力がトルクコンバータ12、前後進切換装置4を介して無段変速機5のプライマリ軸20に入力し、プライマリブリー22、セカンダリブリー25とベルト28とにより最大変速比の動力がセカンダリ軸23に出力し、これがディファレンシャル装置6を介して車輪33に伝達して発進可能になる。そして発進後に変速制御され、ロックアップクラッチ15が係合してトルク増幅率 $t=1$ になり、実変速比 $i$ に応じて必要セカンダリ圧 $P_{su}$ が減じ、車速上昇に伴いエンジントルク $T_e$ が低下操作されると、目標セカンダリ圧 $P_{ss}$ は急激に小さくなる。このため、ソレノイド電流 $I_s$ は急増してセカンダリ制御弁50の設定圧は順次小さくなり、セカンダリ圧 $P_s$ が低下制御される。こうして $P_s$ の特性をまとめて示すと、第4図(a)のようになり、常に伝達トルクに対しベルトスリップしない最小限のブリー押付力を確保するように最適制御される。

上記セカンダリ圧 $P_s$ はプライマリ制御弁80に導かれ、減圧作用でプライマリシリンダ21にプライマリ圧 $P_p$ が生じ、このプライマリ圧 $P_p$ により変速制御するのであり、これを以下に述べる。

まず、最大変速比 $i_L$ の発進時には、油圧比制御系によりプライマリ制御弁80が最も減圧作用し、プライマリ圧 $P_p$ を最低レベルに保っている。そして運転および走行条件により $i_s < 2.5$ の変速開

始条件が成立して、目標変速比  $Is$  が順次小さく設定されると、流量制御系でプリー位置変化速度  $de/dt$  が算出され、これに伴い変速圧  $\Delta P_p$  が生じて目標プライマリ圧  $P_{ps}$  を増加する、このためソレノイド電流  $I_p$  は、徐々に減じてプライマリ制御弁 60 で比例ソレノイド 81 の電磁力により設定圧が高くなり、プライマリ圧  $P_p$  は順次高く制御される。そこで、ベルト 28 はプライマリプリー 22 の方に移行し、変速比の小さい高速段にアップシフトする。

また変速制御により実変速比  $I$  が小さくなると、油圧比制御系の油圧比設定部 87 で油圧比  $K_p$  が増大設定され、セカンダリ圧  $P_s$  に対する必要プライマリ圧  $P_{PD}$  の割合を増大する。そしてプライマリ圧  $P_{PD}$  により目標プライマリ圧  $P_{ps}$  を増し、プライマリ圧  $P_p$  のレベルを増大保持するのであり、こうしてアップシフトにより実変速比  $I$  が小さくなる毎に、油圧比制御系でその実変速比  $I$  を維持するようなレベルにプライマリ圧  $P_p$  が順次増大制御される。また入力トルク  $T_I$  が例えば増大す

ると、トルク比算出部 86 でトルク比  $K_T$  が大きい値になり、これにより油圧比  $K_p$  の値も増す。そこで、プライマリ圧  $P_p$  は増大補正されて、入力トルク  $T_I$  の増大によりダウンシフト傾向を防止するように修正される。

そして目標変速比  $Is$  が最小変速比  $I_H$  (例えば 0.5) に達して、目標プライマリ圧  $P_{ps}$  が最高レベルに設定されると、ソレノイド電流  $I_p$  は最も小さくなってプライマリ制御弁 60 の設定圧を最大にすることで、プライマリ圧  $P_p$  は最高に制御される。このとき、実変速比  $I$  も目標変速比  $Is$  に追従して最小変速比  $I_H$  になると、これ以降は油圧比制御系の油圧比  $K_p$ 、必要プライマリ圧  $P_{PD}$  により目標プライマリ圧  $P_{ps}$  が最高レベルに設定されて、プライマリ圧  $P_p$  は高い状態に保持されて最小変速比  $I_H$  を保つ。

一方、アクセル踏み込み、車速低下により目標変速比  $Is$  の値が大きくなると、変速圧力  $\Delta P_p$  の減算により目標プライマリ圧  $P_{ps}$  は低いレベルになる。このため、ソレノイド電流  $I_p$  は逆に増加し

て、プライマリ制御弁 60 で減圧によりプライマリ圧  $P_p$  が低レベルに制御されるのであり、これによりベルト 28 は再びセカンダリプリー 25 の方に移行してダウンシフトする。このダウンシフトの場合も、実変速比  $I$  の増大に応じ油圧比制御系で油圧比  $K_p$ 、必要プライマリ圧  $P_{PD}$  により目標プライマリ圧  $P_{ps}$  の値が減じ、実変速比  $I$  を維持するのに必要なレベルにプライマリ圧  $P_p$  が順次減少制御される。

こうして、第 4 図のような最大変速比  $I_L$ 、最小変速比  $I_H$  の変速全域で、油圧比制御系と流量制御系とによりプライマリ圧  $P_p$  が可変にされ、これに基づきアップシフトまたはダウンシフトして変速制御されるのである。

以上、本発明の実施例について述べたが、セカンダリ圧は目標セカンダリ圧とセカンダリ圧との偏差でフィードバック制御しても良い。さらに流量制御系では、変速速度を用いて変速圧力を求めても良い。またセカンダリ制御弁およびプライマリ制御弁は比例電磁式のいずれのものでもよい。

#### 〔発明の効果〕

以上述べてきたように、本発明によれば、

無段変速機の変速制御において、油圧比制御系でプライマリ圧を設定して変速されるので、変速比のハンティングが無くなり、応答性も良くなってフィードフォワード制御性が大幅に向上する。

さらに、油圧比制御系では入力トルクの変速に対する影響を加味することで、油圧比を各変速比毎に正確かつ安定して求めることができる。また、の油圧比とセカンダリ圧とにより必要なプライマリ圧を容易かつ適切に算出し得る。

さらにまた、油圧比制御の圧力と変速圧力との加減算により目標プライマリ圧を容易に算出でき、制御も簡単化する。

また、油圧比制御系をベースとすることで、基準となるパラメータができて制御が容易になる。また、ホイールロック等の異常時にも適正な変速比に保持することができ、急激な油圧変動等によるベルトスリップを防止し得る。

またさらに、セカンダリ制御弁およびプライマ



リ制御弁が比例式のため、ソレノイド電流と油圧が1対1で対応して制御が容易化する。

#### 4. 図面の簡単な説明

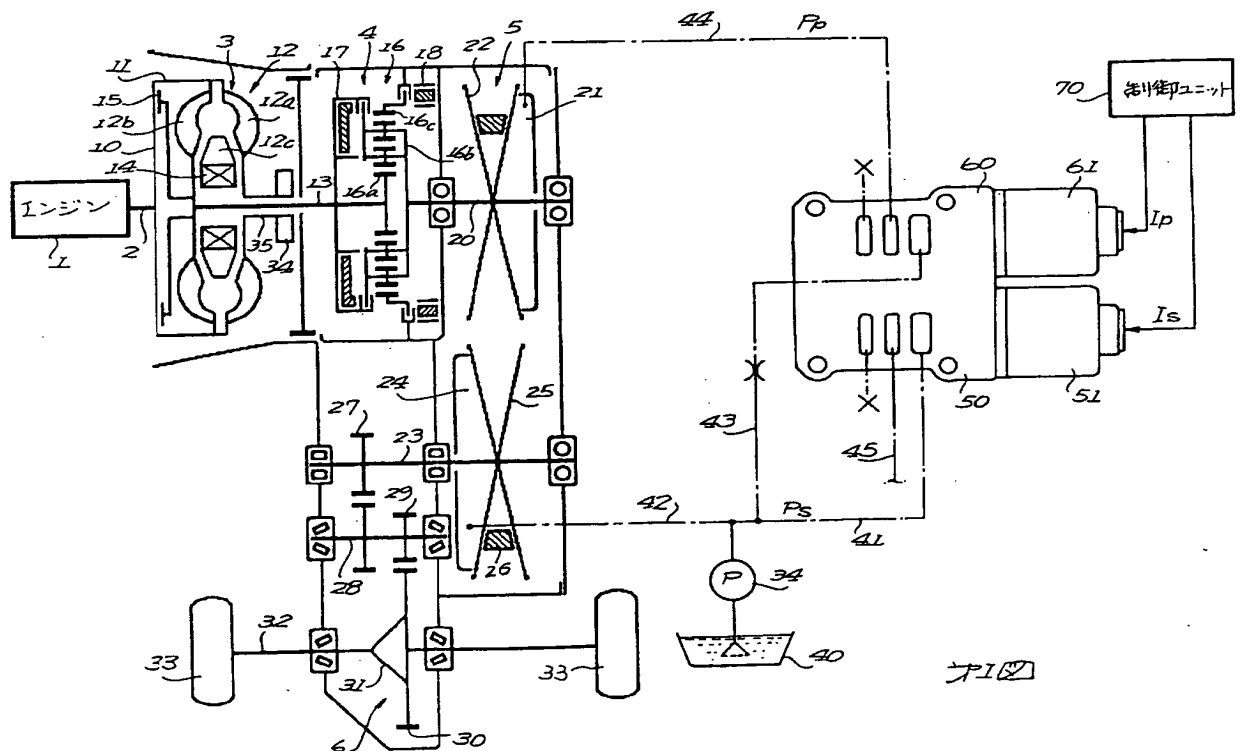
第1図は本発明の無段変速機の制御装置の実施例を示す全体構成図、

第2図は電子制御系のブロック図、

第3図(a)ないし(c)は各マップを示す図、

第4図(a)はセカンダリ特性、(b)はプライマリ圧の変速パターンを示す図である。

5…無段変速機、21…プライマリシリンダ、24…セカンダリシリンダ、50…セカンダリ制御弁、51、61…比例ソレノイド、60…プライマリ制御弁、70…制御ユニット、86…トルク比算出部、87…油圧比設定部、88…必要プライマリ圧算出部、93…ブリー位置変化速度算出部、95…目標プライマリ圧算出部、96…ソレノイド電流設定部



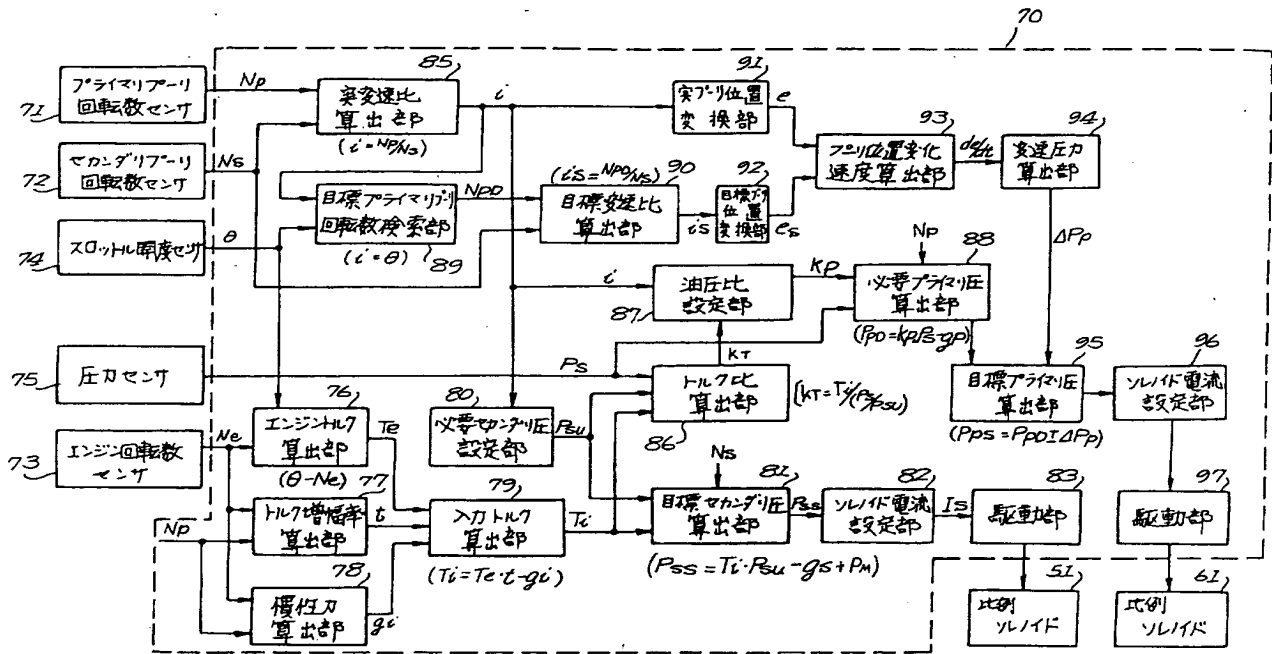
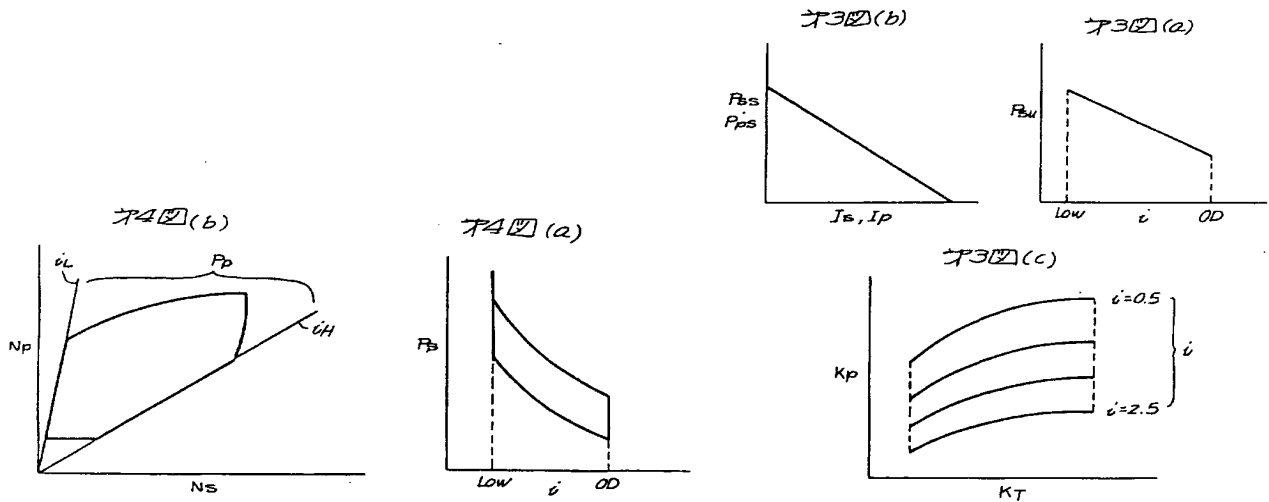


図2



第 1 頁の続き

⑤Int. Cl.<sup>5</sup>

// F 16 H 59:68

識別記号

庁内整理番号

8814-3 J

②発 明 者 井 手

徹

東京都新宿区西新宿 1 丁目 7 番 2 号 富士重工業株式会社  
内